

## Vacuum pump with spiral channel, for use with fusion reactors

Patent number: DE19609308

Publication date: 1996-10-02

Inventor: ABE TETSUYA (JP); HIROKI SEIJI (JP); IGUCHI MASASHI (JP); MURAKAMI YOSHIO (JP); NAKAMURA JUNICHI (JP)

Applicant: JAPAN ATOMIC ENERGY RES INST (JP); OSAKA VACUUM LTD (JP)

Classification:

- international: F04D19/04

- european: F04D19/04C

Application number: DE19961009308 19960309

Priority number(s): JP19950099666 19950331

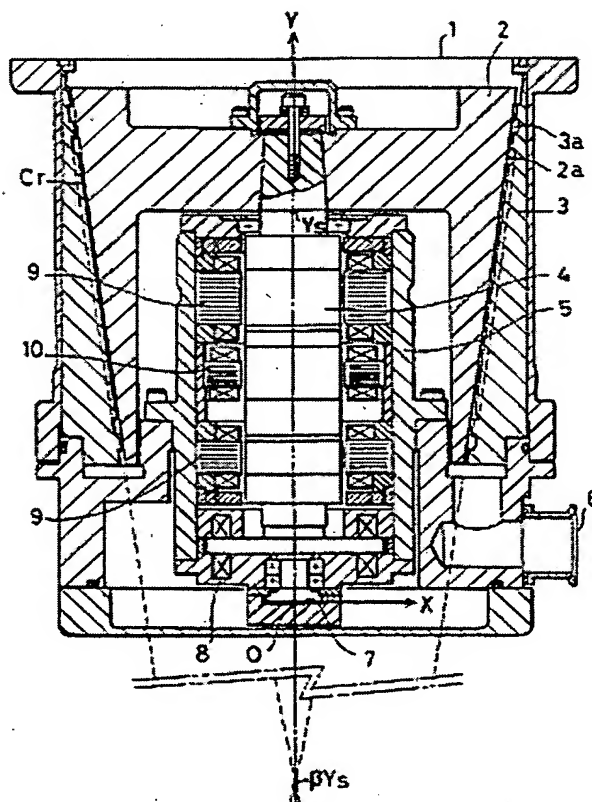
Also published as:

US5632597 (A1)

JP8270599 (A)

### Abstract of DE19609308

The pump has a rotor (2) with a groove in order to form a spiral channel on its external circumferential surface. It also has a stator (3) with a spiral groove (3a) on its internal circumferential surface. The rotor is arranged inside the stator, and a very small clearance (Cr) exists between them. At least sections (2a) of the external circumferential surface of the rotor are conical, and an extension of the generatrix of the external surface cuts the longitudinal axis (Y) of the rotor drive shaft (4) at a predetermined point. The rotor may have a uniform conical external surface, or may have two conical surfaces.



Data supplied from the esp@cenet database - Worldwide

19 BUNDESREPUBLIK  
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES  
PATENTAMT

12 Offenlegungsschrift  
10 DE 196 09 308 A 1

51 Int. Cl.<sup>6</sup>:  
F04 D 19/04

21 Aktenzeichen: 196 09 308.2  
22 Anmeldetag: 9. 3. 96  
43 Offenlegungstag: 2. 10. 96

DE 196 09 308 A 1

30 Unionspriorität: 32 33 31  
31.03.95 JP P 7-99666

71 Anmelder:  
Japan Atomic Energy Research Institute,  
Tokio/Tokyo, JP; Osaka Vacuum, Ltd., Osaka, JP

74 Vertreter:  
Schickedanz, W., Dipl.-Ing., Pat.-Anw., 63073  
Offenbach

72 Erfinder:  
Hiroki, Seiji, Ibaraki, JP; Abe, Tetsuya, Ibaraki, JP;  
Murakami, Yoshio, Ibaraki, JP; Nakamura, Junichi,  
Ibaraki, JP; Iguchi, Masashi, Osaka, JP

56 Für die Beurteilung der Patentfähigkeit  
in Betracht zu ziehende Druckschriften:  
DE 36 13 344 A1  
US 18 10 083  
US 12 95 068  
EP 04 15 315 A1

64 Vakuumpumpe mit Gewindekanal

57 Die Erfindung betrifft eine Vakuumpumpe mit Gewindekanal und einer Struktur, bei der der Spalt zwischen einem Rotor und einem Stator nicht von der Rotortemperatur beeinflusst wird, so daß sich die Pumpleistung während des Plasmabrennens in einem Kernfusionsreaktor nicht verschlechtert.

Demgemäß ist der Pumpenteil mit dem Gewindekanal als Kreiskegel ausgebildet, so daß die Ausdehnung und das Zusammenziehen des Rotors entlang der Generatrix des Kreiskegels bewirkt wird.

Erfindungsgemäß ist es möglich, eine Vakuumpumpe mit Gewindekanal vorzusehen, die während des gesamten Betriebs des Vakuumpumpensystems des Kernfusionsreaktors die höchste Pumpleistung erbringt, weil der Spalt zwischen dem Rotor und dem Stator konstant gehalten werden kann, und zwar trotz der Änderung der Wärmeausdehnung aufgrund der Temperaturänderung des Rotors, die durch unterschiedliche Gasbeschickungen entsteht.

DE 196 09 308 A 1

## Beschreibung

Die Erfindung betrifft eine Vakuumpumpe nach dem Oberbegriff des Patentanspruchs 1.

Derartige Pumpen weisen eine große Durchflußrate und eine große Sauggeschwindigkeit auf, so daß sie als Vakuumpumpen in Kernfusionsanlagen eingesetzt werden können.

Die Pumpleistung, die durch das Druck- bzw. Verdichtungsverhältnis und die Sauggeschwindigkeit gekennzeichnet ist, hängt von dem Abstand zwischen einem Rotor und einem Stator ab. Je kleiner der Abstand, um so größer die Pumpleistung. Bei mittleren Vakuumbedingungen, z. B. bei einigen zehn Pa, wird für ein leichteres Gas ein kleinerer Abstand gefordert, um die gewünschte Pumpleistung beizubehalten.

Insbesondere bei Vakuum-Pumpensystemen in Kernfusionsanlagen sollte der Abstand so klein wie möglich sein, da große Mengen leichter Gase wie Wasserstoff, Wasserstoff-Isotope und Helium bei maximal mehreren zehn Pa während des Plasmabrennens kontinuierlich abgesaugt werden müssen. Wird jedoch der Abstand zu klein gehalten, gibt es Probleme durch häufige Rotor-Stator-Kontakte. Man hat deshalb versucht, den Abstand entlang des Gasfluß-Durchgangs zwischen dem Rotor und dem Stator konstant zu halten, um mehr Sicherheit zu erlangen.

Es ist auch ein Verfahren bekannt, um die Ausdehnung des äußeren Durchmessers des Rotors vorzuschätzen, die durch eine Zentrifugalkraft entsteht, die ihrerseits durch die Drehung des Rotors erzeugt wird, und um dann den inneren Durchmesser des Stators zu bestimmen, welcher der geschätzten Ausdehnung entspricht (vgl. japanische Offenlegungsschrift Nr. 91096/1989).

In der Fig. 5 ist ein Querschnitt durch eine bekannte Vakuumpumpe mit Gewindekanal gezeigt. Mit den Bezugszahlen "A", "B" und "Cr" sind ein Rotor, ein Stator und der Abstand zwischen dem Rotor und dem Stator bezeichnet.

Der Abstand bzw. die Lücke Cr zwischen dem Rotor A und dem Stator B wird hierbei unter Berücksichtigung der Ausdehnung des äußeren Durchmessers des Rotors A aufgrund seiner thermischen Ausdehnung, unabhängig von den Zentrifugalkräften, festgelegt. Bei einer bekannten Ausführungsform wurde der Abstand Cr in Übereinstimmung mit einer Bedingung festgelegt, bei welcher der Temperaturanstieg des Rotors maximiert wird, um das Problem des Rotor-Stator-Kontakts zu vermeiden.

Bei der Vakuumpumpe mit Gewindekanal, die in einem Vakuum-Pumpensystem für Kernfusionsanlagen verwendet wird, wird der innere Durchmesser des Stators so bestimmt, daß die Sicherheit gewährleistet ist, die man beim anfänglichen Luftabsaugen wünscht, weil die Rotortemperatur beim anfänglichen Luftabsaugen ein Maximum wird.

Da andererseits der Hauptzweck der Vakuumpumpe mit Gewindekanal, die in einer Kernfusionsanlage zum Einsatz kommt, darin besteht, das Plasmaverbrennungsgas, das hauptsächlich Wasserstoff, Wasserstoffisotope und Helium enthält, die leichter als Luft sind, abzusaugen, ist der Temperaturanstieg des Rotors in diesem Fall geringer als im Fall des Absaugens schwerer Gase wie beispielsweise Luft. Dementsprechend wird der Abstand, der bei der herkömmlichen Ausführungsform festgelegt wird, unnötig groß für den Einsatz in einer Kernfusionsanlage. Folglich wird bei der bekannten Ausführungsform die Pumpleistung einer Vakuumpumpe mit Gewindekanal, die zum Absaugen des Plasmabrenngases dient, stark verringert, so daß die Zahl der installierten Vakuumpumpen mit Gewindekanal vergrößert werden muß, um die gewünschte Sauggeschwindigkeit zu erhalten.

Weil der Raum für die Installation von Vakuumpumpen beschränkt ist, ist eine große Vakuumpumpe mit Gewindekanal erforderlich, die eine erhöhte Sauggeschwindigkeit aufweist. Bei einer solchen großen Pumpe ist jedoch der Durchmesser des Rotors vergrößert, so daß die Veränderung des Abstands aufgrund einer Temperaturänderung zunimmt.

Beispiele von Abständen, welche bekannte Vakuumpumpen mit Gewindekanal aufweisen, sind in den Fig. 3 und 4 gezeigt, wo in Fig. 3 eine Arbeitskurve einer großen Vakuumpumpe mit Gewindekanal, die einen Abstand Cr von 0,5 mm aufweist und für Wasserstoffgas verwendet wird, dargestellt ist. In Fig. 4 ist die entsprechende Kurve für einen Abstand Cr von 0,78 mm gezeigt.

Die Vakuumpumpe mit Gewindekanal, die bei diesen Beispielen verwendet wird, hat einen Rotor mit einem Durchmesser von 600 mm und eine Länge von 800 mm und ist für einen Saugdruck Ps von 10 Pa ausgelegt, wobei die Flußrate Q bei einer Umdrehung von 142 rps gleich  $10^4 \text{ Pa} \cdot \text{L/s}$  ist. Wie man aus den Fig. 3 und 4 erkennt, nimmt der Saugdruck Ps drastisch zu, wenn der Austrittsdruck 100 Pa übersteigt, obwohl es möglich ist, den Saugdruck Ps innerhalb des Austrittsdrucks von ca. 200 Pa konstant zu halten, wenn der Abstand Cr 0,5 mm beträgt.

Demgemäß ist eine Hilfspumpe erforderlich, die hinter der Vakuumpumpe mit Gewindekanal angeordnet ist, welche einen Abstand Cr von 0,78 mm hat, um eine Sauggeschwindigkeit zu erreichen, die das Zweifache derjenigen einer Hilfspumpe beträgt, die der Vakuumpumpe mit Gewindekanal mit einem Abstand von Cr von 0,5 mm nachgeschaltet ist.

Wird andererseits in beiden Fällen die gleiche Hilfspumpe verwendet, wenn der Austrittsdruck der Vakuumpumpe mit Gewindekanal bei einer Flußrate Q von  $10^4 \text{ Pa} \cdot \text{L/s}$  auf 200 Pa festgelegt wird, würde der Saugdruck Ps zu 10 Pa werden, wenn der Abstand Cr gleich 0,5 mm beträgt, und würde auf 20 Pa zunehmen, wenn der Abstand Cr 0,78 mm beträgt.

Außerdem wurde erkannt, wie anhand einer zweiten Ausführungsform beschrieben wird, daß dann, wenn der Abstand Cr von 0,5 mm in 0,78 mm geändert wird, um der Temperaturdifferenz  $40^\circ\text{C}$  beim Temperaturanstieg des Rotors zu entsprechen, die Sauggeschwindigkeit einer herkömmlichen Vakuumpumpe mit Gewindekanal um die Hälfte reduziert wird.

Somit ist es bei einem Gewindekanal-Pumpen-System, das in einer Kernfusionsanlage zum Einsatz kommt, erforderlich, daß es eine Struktur aufweist, die keinen Einfluß der Temperaturänderung des Rotors auf den Abstand zwischen Rotor und Stator hat.

Bei einer normalgroßen magnetisch gelagerten Gewindekanal-Pumpe, die eine Ansaugöffnung mit einem Durchmesser von 250 mm hat und die als erstes Ausführungsbeispiel der vorliegenden Erfindung dargestellt ist, beträgt die Y-Koordinate des Stoßstelle  $Y_s$  zwischen Welle 4 und Rotor 2 gleich 257 mm; der Wärmeausdehnungskoeffizient  $\alpha_r$  des Materials (Aluminiumlegierung) des Rotors 2 beträgt  $23,5 \times 10^{-6}$ ; der Wärmeausdehnungskoeffizient  $\alpha_s$  des Materials (unlegierter Hartstahl) der Welle 4 beträgt  $10 \times 10^{-6}$ ; und "T" hat den Standardwert von 1.1. Somit kann man  $\beta$  als 0,532 mm der vorstehenden Gleichung (iv) erhalten.

Demzufolge ist

$$- \beta \cdot Y_s = 136,7 \text{ mm} \quad (\text{ix})$$

Somit wird die Position des nachfolgend erwähnten Scheitelpunkts des kreisförmigen Konus 2a mit einem Abstand von 136,7 mm vom Ursprung "0" bestimmt.

Dies bedeutet, daß zwei Kreiskegel, die beide die lineare Erzeugende oder Generatrix aufweisen, die man durch die Ausdrücke (vii) und (viii) erhält, in der Fig. 1 durch die Bezugswahlen 2a und 2b bezeichnet sind.

Bei diesen Kreiskegeln 2a und 2b bilden nur die durch ausgezogene Linien dargestellten Teile des Kreiskegels 2a die äußere periphere Oberfläche des Rotors 2, während die Teile, die mit gestrichelten Linien dargestellt sind, sich mit dem Spindelgehäuse 5 und anderem überlappen.

Im folgenden wird die Arbeitsweise der ersten Ausführungsform der Erfindung beschrieben.

Die Temperaturanstiege  $\Delta T_s$  und  $\Delta T_r$  der Welle 4 bzw. des Rotors 2 während des Betriebs werden weitgehend durch die Beschickungsbedingungen (z. B. Gasflußrate, Gasarten, Ausblasdruck etc.) beeinflusst.

Das Verhältnis "T" ( $= \Delta T_s / \Delta T_r$ ) ist jedoch im wesentlichen konstant im Hinblick auf Änderungen der Beschickungsbedingungen.

Dies bedeutet, daß die Zunahme der Reibungswärme an der Oberfläche des Rotors zu der Zunahme des Drucks um den Rotor 2 korreliert, obgleich der Druck um den Rotor 2 herum mit größer werdender Gasbeschickung zunimmt. Andererseits entspricht die Zunahme des Leistungsverbrauchs des Motors 10 der Zunahme der Reibungsenergie auf der Oberfläche des Rotors 2, und die Zunahme des Energieverlusts des (nicht dargestellten) Motorankers sowie deren Umstände entsprechen der Zunahme des Leistungsverbrauchs des Motors 10.

Obwohl der Wärmeübergang durch Wärmeleitung von der Oberfläche des Rotors 2 mittels Gasmolekülen erfolgt, wenn die Gasbeschickung einen bestimmten Wert übersteigt, entspricht die Zunahme des Wärmeübergangs dem Anstieg des Drucks um den Rotor 2 herum, und die Wärmeleitung von der Welle 4 zum Rotor 2 entspricht der Temperaturdifferenz zwischen dem Rotor 2 und der Welle 4. Schließlich bleibt das Verhältnis "T" ( $= \Delta T_s / \Delta T_r$ ) bei einer Gasbeschickung, die einen bestimmten Wert übersteigt, konstant.

Weil das Verhältnis ( $\alpha_s / \alpha_r$ ) der Wärmeausdehnungskoeffizienten ebenfalls im wesentlichen konstant im Hinblick auf die Änderung der Beschickungsbedingungen ist, wird der Wert des erwähnten "T" während des Betriebs der Pumpe konstant gehalten, und zwar ungeachtet von der Änderung der Beschickung.

Somit verschiebt sich die äußere periphere Oberfläche des Rotors 2 nur in ihre tangential Richtung (d. h. in die Richtung der Generatrix des kreisförmigen Kegels 2a), obwohl der Rotor 2 und die Welle 4 einer beliebigen thermischen Expansion unterworfen sind.

Der Spalt bzw. der Abstand Cr zwischen dem Kreiskegel 2a des Rotors 2 und der inneren peripheren Oberfläche des Stators 3 ändert sich überhaupt nicht, weil sich die innere periphere Oberfläche des Stators 3 parallel mit dem kreisförmigen Kegel 2a des Rotors 2 ausdehnt.

Durch die Anpassung des kreisförmigen Kegels 2a gemäß der Erfindung an einen Teil der äußeren peripheren Oberfläche des Rotors 2 ist es somit möglich, jede Notwendigkeit einer Berücksichtigung der Ausdehnung zu vermeiden, die durch die thermische Ausdehnung der äußeren Oberfläche des Rotors 2 bewirkt wird.

Es ist weiterhin sehr schwer, den Spalt Cr durch die Regelung der Temperatur des Rotors 2 und des Stators 3 konstant halten zu wollen, weil es sehr schwierig ist, die Temperatur des Rotors 2, der sich thermisch isoliert unter Vakuumbedingungen befindet, durch thermische Regelvorrichtungen von außen zu regeln.

Bei der ersten Ausführungsform kann die Verschlechterung der Pumpleistung während des Plasmabrennens wesentlich gebremst werden, weil der Spalt Cr trotz der Temperaturänderungen der Pumpe konstant gehalten wird.

Im folgenden wird eine zweite Ausführungsform der Erfindung unter Bezugnahme auf die Fig. 2 beschrieben, die einen Längs-Querschnitt durch eine Vakuumpumpe mit Gewindenut einer zweiten Ausführungsform der Erfindung zeigt.

Bei dieser Ausführungsform besteht die Welle 4 aus Manganstahl, der wegen des strukturellen Maschinenbetriebs eine hohe Festigkeit und einen großen Wärmeausdehnungskoeffizienten besitzt ( $\alpha_s = 14,6 \times 10^{-6}$ ), während der Rotor 2 aus einer 6-4 Titanlegierung besteht, die eine große spezifische Festigkeit und einen niedrigen Wärmeausdehnungskoeffizienten ( $\alpha_r = 8,4 \times 10^{-6}$ ) aufweist.

Bei dieser Ausführungsform sind außerdem herkömmliche Mittel für die Verringerung des Energieverlusts des Motors 10, die dazu dienen sollen, den Temperaturanstieg der Welle 2 zu unterdrücken, nicht eingesetzt. Im Gegenteil neigt diese Ausführungsform dazu, das Verhältnis ("T" = 2) des Temperaturanstiegs zu haben, wobei der Energieverlust des Lagers 9 zunimmt, damit der Temperaturanstieg der Welle 4 zunimmt, oder durch positive Erhöhung des Betrags der Wärmeerzeugung des (nicht gezeigten) Ankers entsprechend der Last am Motor 10.

In diesem Fall wird "T" zu 2,48 aufgrund des Ausdrucks (iv), und die Position des Scheitelpunkts des Kreiskegels 2a erhält folgenden negativen Wert:

$$- \beta \cdot Y_s = - 537 \text{ mm} \quad (\text{x})$$

9. Vakuumpumpe nach Anspruch 6, dadurch gekennzeichnet, daß der Wärmeausdehnungskoeffizient  $\alpha_s$  des Materials der Welle (4) größer als der Wärmeausdehnungskoeffizient  $\alpha_r$  des Materials des Rotors (2) ist.

10. Vakuumpumpe nach Anspruch 6, dadurch gekennzeichnet, daß zwischen  $\Delta T_r$  und  $\Delta T_s$  die Beziehung

5  $\Delta T_s / \Delta T_r \times \alpha_s / \alpha_r > 1$

gilt.

Hierzu 5 Seite(n) Zeichnungen

10

15

20

25

30

35

40

45

50

55

60

65

FIG. 1

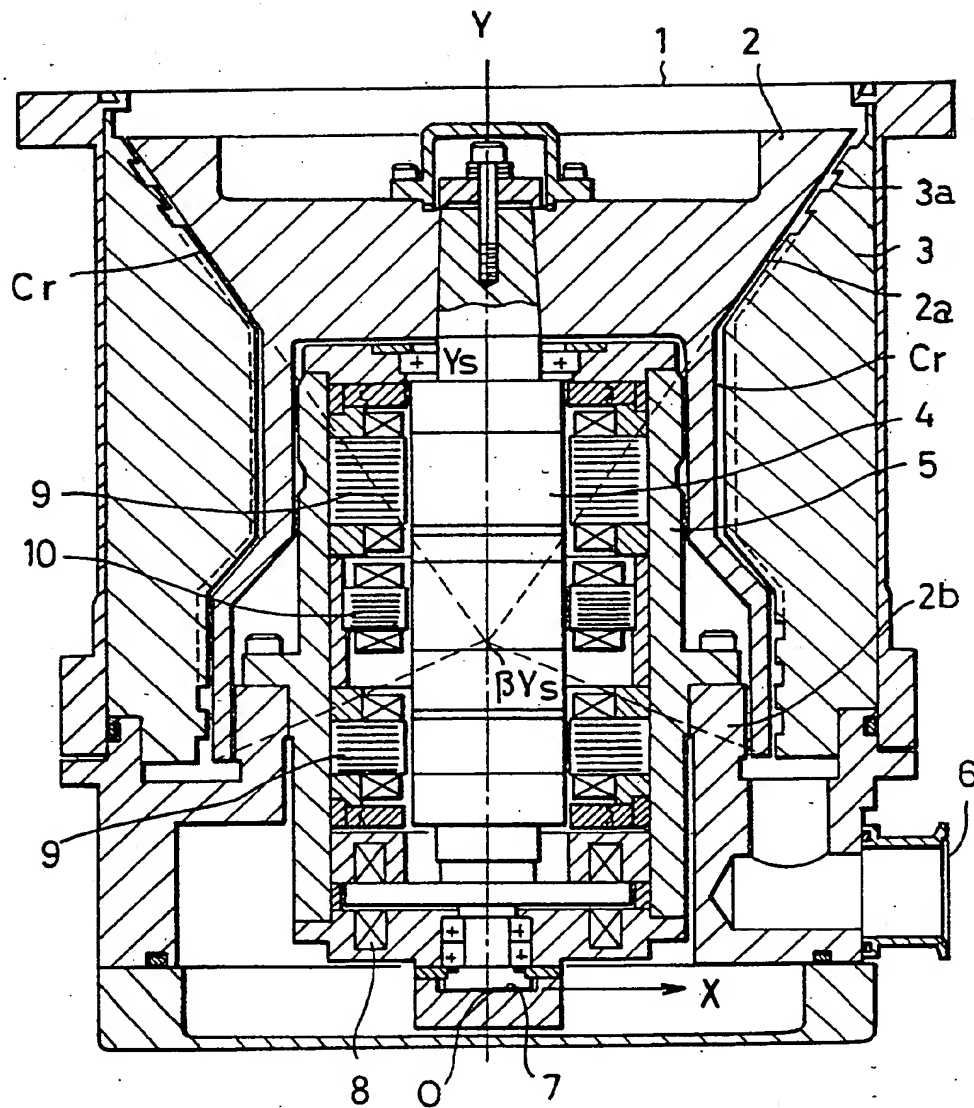
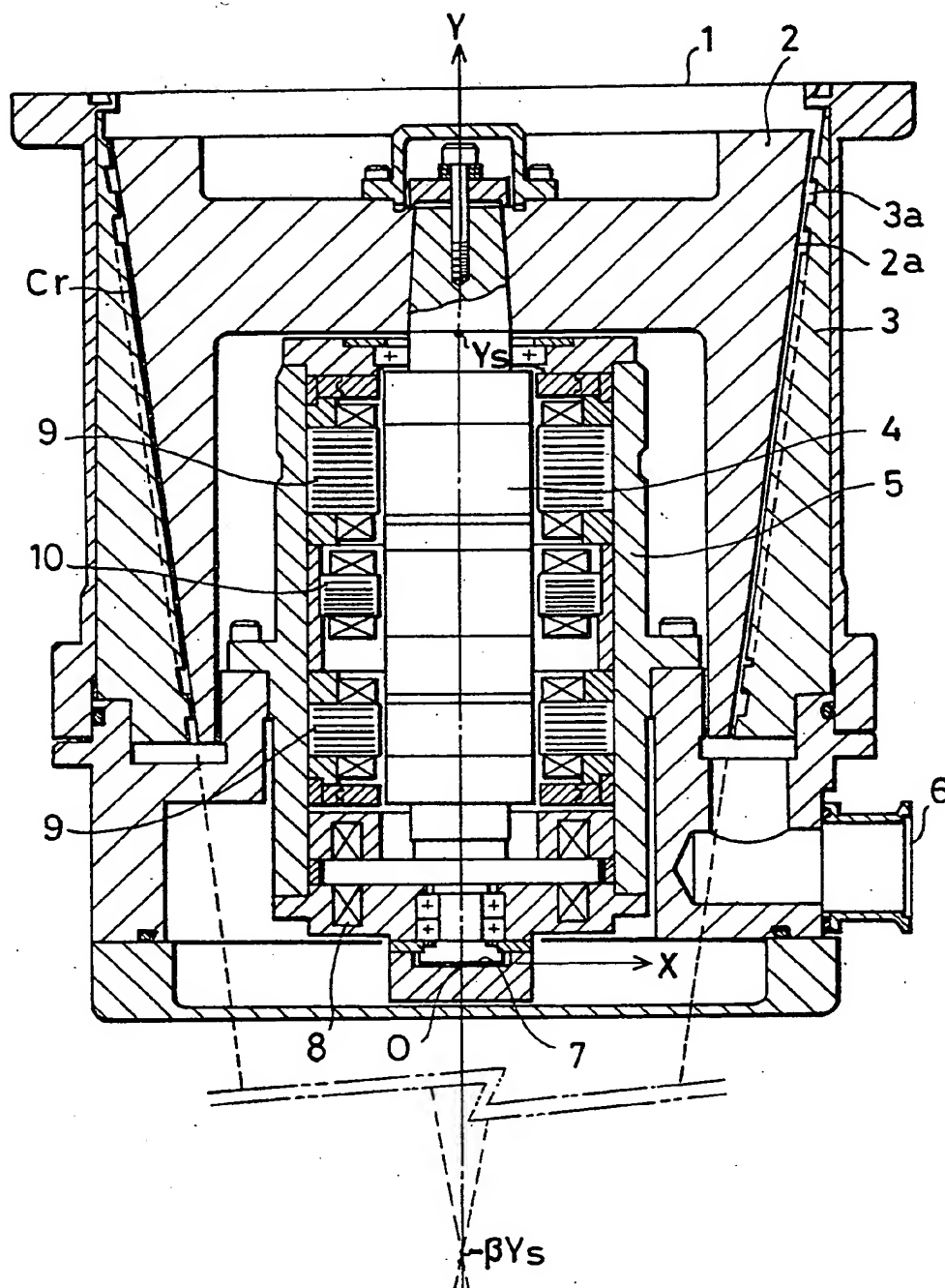
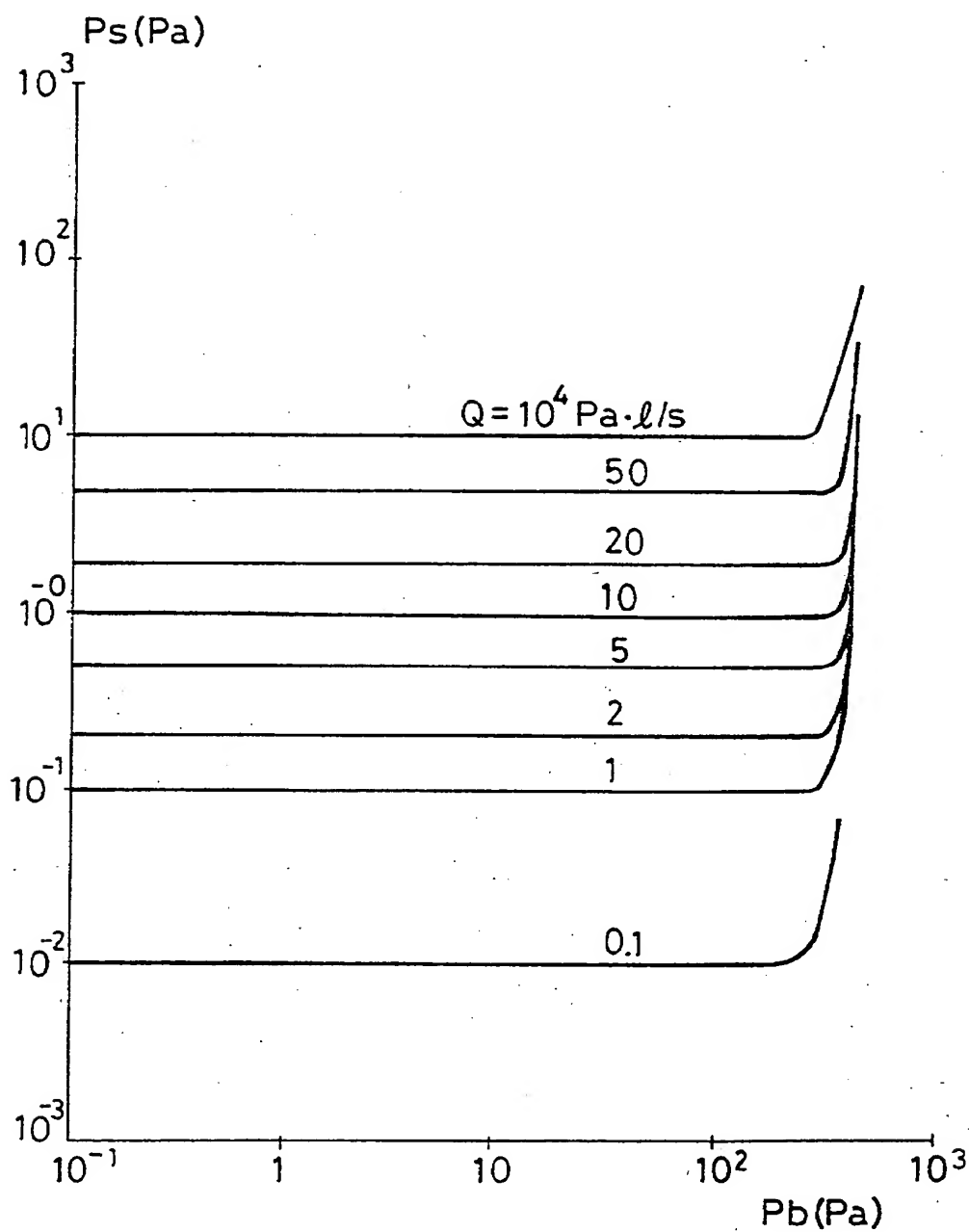


FIG. 2

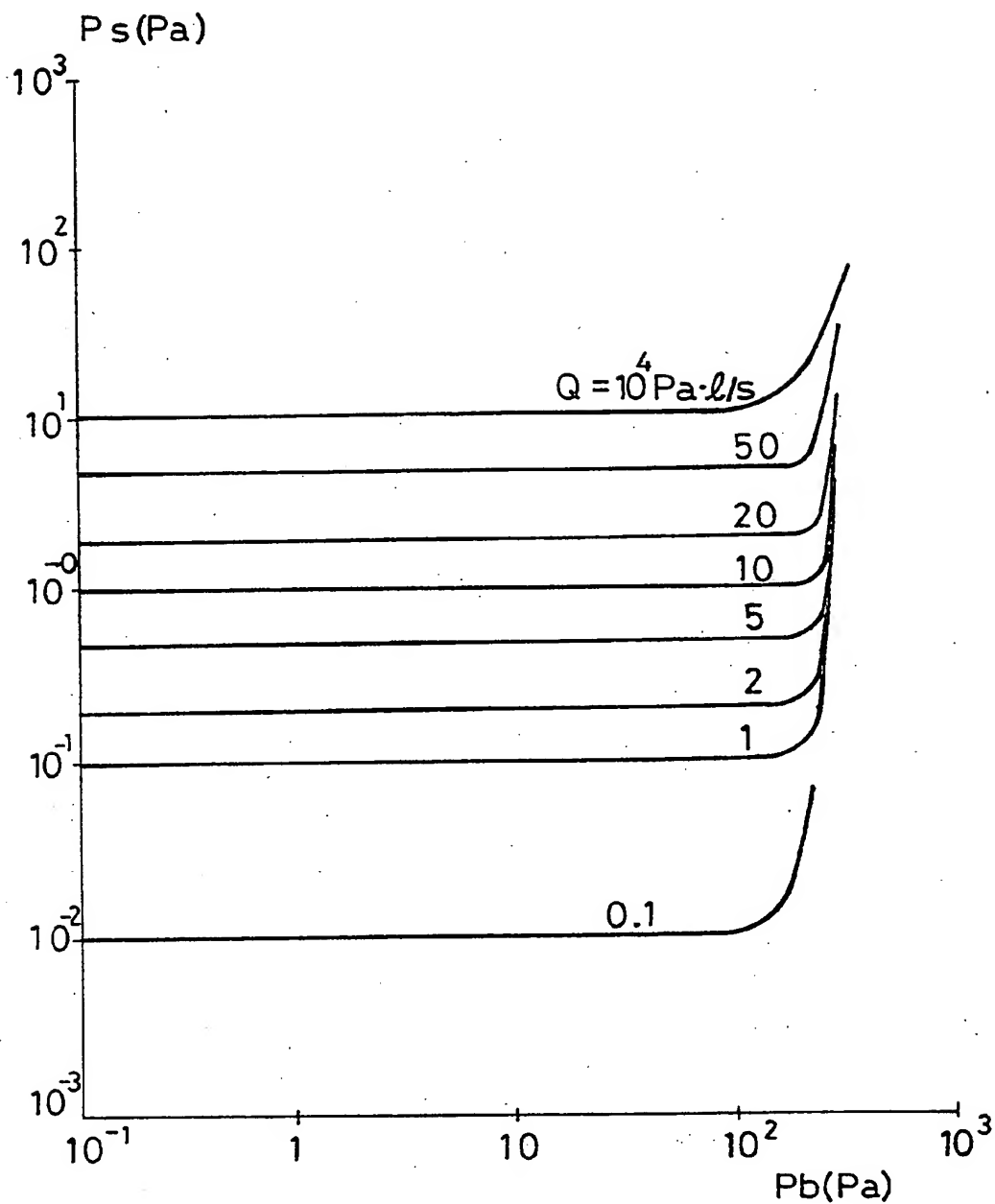


**FIG. 3**





**FIG. 4**



*FIG. 5*

STAND DER TECHNIK

